

Предлагаемая полезная модель относится к области машиностроения, в частности к конструкциям полужестких муфт, и может быть использована для передачи вращающего момента от привода к приводимому оборудованию, например, в насосных или компрессорных агрегатах.

Известна муфта дисковая полужесткая [1], содержащая две полумуфты, промежуточную втулку и два пакета стальных дисков, каждый из которых закреплен болтами и гайками через выпуклые шайбы на промежуточной втулке и на одной из полумуфт, причем элементы крепления каждого пакета дисков с промежуточной втулкой и к одной из полумуфт чередуются на диаметре их расположения.

Недостатком прототипа является резкое повышение напряжений в дисках при осевом смещении соединяемых валов, превышающем допустимое.

Осевое смещение соединяемых валов, трудно поддающееся расчету, может быть вызвано предварительным осевым смещением валов перед пуском, тепловыми расширениями валов, нестационарными режимами работы приводимого оборудования, а также смещением ротора приводного электродвигателя после пуска. При этом, напряжения в дисках возрастают пропорционально квадрату увеличения осевого смещения соединяемых валов, что является характерной особенностью полужестких муфт. Таким образом, компенсация углового и радиального смещений соединяемых валов, на фоне дополнительно возникающего осевого смещения, представляет для прототипа довольно сложную задачу, так как при этом резко возрастает как амплитуда изменения напряжений в дисках, так и среднее напряжение цикла.

В основу разработки конструкции настоящей полезной модели поставлена задача увеличения компенсирующей способности муфты и снижения напряжений в дисках, путем разделения угловых и осевых смещений в муфте между основными и дополнительными пакетами дисков соответственно, воспринимающими эти смещения, а также выявление оптимизации конструктивных решений и параметров для преимущественного использования в конструкциях муфт.

Для решения поставленной задачи, конструкция муфты, содержащая две полумуфты, промежуточную втулку и два пакета дисков, каждый из которых закреплен болтами и гайками через выпуклые шайбы на промежуточной втулке и на одной из полумуфт, причем элементы крепления каждого пакета дисков к промежуточной втулке и к одной из полумуфт чередуются на диаметре их расположения, согласно настоящей полезной модели дополнительно снабжена, по крайней мере, двумя промежуточными фланцами, гибким валиком, закрепленным концами на промежуточных фланцах, в их продольной оси, двумя дополнительными пакетами дисков, каждый из которых закреплен болтами и гайками через выпуклые шайбы и промежуточный фланец на основном пакете дисков и на одной из полумуфт, причем элементы крепления каждого дополнительного пакета дисков к основному пакету дисков и к одной из полумуфт чередуются на диаметре их расположения, а также, по крайней мере, двумя центрирующими втулками, каждая из которых закреплена на дополнительных цилиндрических поверхностях болтов, соединяющих основной и дополнительный пакеты дисков. Количество отверстий для элементов крепления в пакете дисков выбрано равным 6. Диаметр расположения отверстий для элементов крепления в пакете дисков выбран из соотношения

$$D = 2,15 \sqrt[3]{M(0,98 + 1,02)},$$

где M - вращающий момент.

Диаметр отверстий для элементов крепления в пакете дисков выбран из соотношения

$$d = 0,158 D (0,98 + 1,02),$$

где D - диаметр расположения отверстий для элементов крепления в пакете дисков. Ширина кольца пакета дисков выбрана из соотношения

$$b_k = 0,3 D (1,00 + 1,05),$$

при этом наружный и внутренний диаметры пакета дисков выбраны из соответствующих соотношений

$$D_n = 1,3 D (1,00 + 1,02),$$

$$D_b = 0,7 D (0,98 + 1,00).$$

Пакет дисков выполнен с выборками на периферии в виде ромашки, причем радиус выборки выбран из соотношения

$$R_p = 0,35 D (0,98 + 1,02),$$

а минимальная ширина пакета дисков в сечении, ослабленном выборкой, выбрана из соотношения

$$b_p = 0,17 D (0,98 + 1,02).$$

Длина участка пакета дисков, расположенного между смежными отверстиями для элементов крепления, выбрана из соотношения

$$L = 0,3 D (0,98 + 1,02).$$

Толщина каждого диска в пакете дисков выбрана из соотношения

$$h = L/70 (0,98 + 1,00).$$

Взаимно обращенные друг к другу поверхности каждого диска снабжены накаткой в виде гладких полос, продольная ось которых совпадает с прямолинейной границей участка, расположенного между смежными

отверстиями для элементов крепления, а ширина полос выбрана из соотношения

$$b_n = 0,15 d (0,98 + 1,02),$$

где d - диаметр отверстий для элементов крепления в пакете дисков.

Количество дисков в пакете выбрано в пределах 6- 12.

Пакет дисков снабжен предохранительными втулками, установленными в отверстиях для элементов крепления и зафиксированными совместно с выпуклыми шайбами.

По крайней мере, одна из двух выпуклых шайб, расположенных с разных сторон отверстия для элементов крепления в пакете дисков, выполнена заодно целое с предохранительной втулкой.

Внутренний диаметр предохранительной втулки, соответственно и диаметр цилиндрической поверхности болта, выбран из соотношения

$$d_{BT} = d_6 = 0,8 d (0,98 + 1,02).$$

Расстояние между основными пакетами дисков выбрано из условия $L_0 > D$, а расстояние между дополнительными пакетами дисков выбрано из соотношения

$$L_d = L_0 + 0,5 D (0,90 + 1,00),$$

где D - диаметр расположения отверстий для элементов крепления в пакете дисков.

Диаметр гибкого валика, при длине валика $L_v \geq D$, выбран из соотношения

$$d_8 = 0,043 D \sqrt{L_v/D} (1,0 + 1,2).$$

Гибкий валик выполнен с двумя буртами, имеющими коническую поверхность с углом конусности близким к 45° , и обращенную к ней поверхность, с образующей, радиус которой близок к диаметру гибкого валика.

Поверхность промежуточного фланца, ответная к конической поверхности бурта гибкого валика, выполнена с таким же углом конусности.

Промежуточный фланец дополнительно снабжен, по крайней мере, одним промежуточным диском, между которым, и поомежуточным фланцем, установлена компенсирующая прокладка.

Промежуточный фланец снабжен клеммовыми зажимами, размещенными на каждом отверстии для болтов, соединяющих между собой основной и дополнительный пакеты дисков через промежуточный фланец.

На промежуточном фланце выполнены, по крайней мере, два кольцевых установочных пояска с шириной близкой к толщине пакета дисков и наружным диаметром, меньшим внутреннего диаметра пакета дисков.

Кроме того, муфта дополнительно снабжена: по крайней мере, двумя центрирующими кольцами, выполненными из материала с более низким модулем упругости, чем материал основных деталей муфты, например из пластика, причем каждое кольцо имеет наружную цилиндрическую и внутреннюю слабоконусную поверхности; а также двумя прижимными гайками для радиального растяжения центрирующих колец на ответных слабоконусных поверхностях ступиц полумуфт.

Расстояние между центрирующим кольцом и дополнительным пакетом дисков L_k выбрано большим, чем радиус расположения отверстий для элементов крепления в пакете дисков.

Болты фиксации пакетов дисков, в месте сопряжения цилиндрической поверхности с головкой, имеют коническую поверхность с углом конусности близким к 45° и шириной близкой к толщине выпуклой шайбы.

Гайки фиксации пакетов дисков, выполнены с наружными прямоугольными шлицами.

Полумуфта выполнена с внутренними эвольвентными шлицами и снабжена средством фиксации на валу в виде распорного кольца и прижимной гайки, причем распорное кольцо имеет наружную среднеконусную и внутреннюю центрирующую цилиндрическую поверхности.

Кроме того, муфта снабжена дополнительной промежуточной втулкой, которая закреплена болтами и гайками на основной промежуточной втулке, причем каждая из вышеуказанных втулок содержит дополнительный промежуточный диск, закрепленный вблизи втулочного торцевого разъема, а также укороченный гибкий валик, закрепленный концами на дополнительном и основном промежуточных дисках, в их продольной оси. Кроме того, муфта снабжена втулочной проставкой.

Таким образом, заявляемое техническое решение обладает следующими существенными отличительными признаками:

- муфта дополнительно снабжена, по крайней мере, двумя промежуточными фланцами, гибким валиком, закрепленным концами на промежуточных фланцах, в их продольной оси, двумя дополнительными пакетами дисков, каждый из которых закреплен болтами и гайками через выпуклые шайбы и промежуточный фланец на основном пакете дисков и на одной из полумуфт, причем элементы крепления каждого дополнительного пакета дисков к основному пакету дисков и к одной из полумуфт чередуются на диаметре их расположения, а также, по крайней мере, двумя центрирующими втулками, каждая из которых закреплена на дополнительных цилиндрических поверхностях болтов, соединяющих основной и дополнительный пакеты дисков, что позволяет увеличить компенсирующую способность муфты и снизить напряжения в дисках путем разделения угловых и осевых смещений между основными и дополнительными пакетами дисков соответственно, воспринимающими эти смещения;

- количество отверстий для элементов крепления в пакете дисков выбрано равным 6, что позволяет оптимизировать конструктивные параметры муфты и, тем самым, получить высокую компенсирующую способность пакетов дисков, наряду с отсутствием резонансных явлений в основном пакете дисков, при передаче через него вращающего момента. Рассмотрим возможные варианты выбора количества отверстий для элементов крепления в пакете дисков, которое в любом случае является четным числом равным $2n$, где n - количество отверстий для элементов крепления на каждой из двух деталей муфты, закрепленной на пакете

дисков, при этом, диаметр расположения отверстий для элементов крепления, в любом случае, равен D. При n=1, - передача вращающего момента практически невозможна из-за потери пакетом дисков радиальной жесткости. При n=2, - в основном пакете дисков возможны резонансные явления, вызванные тем, что передача вращающего момента на каждую из двух деталей муфты, закрепленную на пакете дисков, происходит на отрезке, соединяющем диаметрально противоположные центры отверстий для элементов крепления в пакете дисков. При n=3, - происходит некоторое снижение компенсирующей способности пакета дисков, которая зависит от длины участка пакета дисков, расположенного между смежными отверстиями для элементов крепления, при этом резонансные явления в основных пакетах дисков практически исключаются, благодаря передаче вращающего момента на каждую из двух деталей муфты, закрепленную на пакете дисков, по плоскости, определяемой тремя местами расположения элементов крепления для каждой детали муфты. При n=4, - происходит дальнейшее снижение компенсирующей способности пакета дисков. Таким образом, оптимальный вариант реализуется при n=3, при этом, количество, отверстий для элементов крепления в пакете дисков равно 6;

- диаметр расположения отверстий для элементов крепления в пакете дисков выбран из соотношения

$$D = 2,15 \sqrt[3]{M(0,98 + 1,02)},$$

где M - вращающий момент, что позволяет определять диаметр расположения отверстий для элементов крепления в пакете дисков, при действии касательных напряжений в сечениях концов соединяемых валов, выбранных из условия $T \leq 5 \text{ кгс/мм}^2$, что наиболее типично для валов насосного и компрессорного

оборудования. Известно, что диаметр круглого сплошного вала определяется из условия: $d_B = \sqrt[3]{16M/\pi\tau}$. Допустим $M = 100 \cdot 10^3 \text{ кгс} \cdot \text{мм}$, $\tau = 5 \text{ кгс/мм}^2$, тогда $d_B = 46,4 \text{ мм}$. Исходя из возможности создания конструкции муфты, принимаем, что диаметр расположения отверстий для элементов крепления, в этом случае, $D=100 \text{ мм}$. Дальнейшее увеличение диаметра нецелесообразно из-за роста максимальной окружной скорости муфты. Введем поправочный коэффициент: $K = D/d_B = 2,15$. Тогда, по аналогии с формулой для определения диаметра вала, будем иметь

$$D = K \sqrt[3]{16M/\pi\tau} = 2,15 \sqrt[3]{M}; \text{ или } M = 0,1 D^3,$$

при этом для получения интервала допустимых значений введено отклонение $\pm 2\%$ от номинального значения, что практически не влияет на другие расчетные параметры дисков. Таким образом

$$D = 2,15 \sqrt[3]{M(0,98 + 1,02)};$$

- диаметр отверстий для элементов крепления в пакете дисков выбран из соотношения

$$d = 0,158 D (0,98 + 1,02),$$

где D - диаметр расположения отверстий для элементов крепления в пакете дисков, что позволяет определить диаметр отверстий для элементов крепления при отношении толщины пакета дисков к этому диаметру $b/d = 0,3$, что наиболее типично для конструкций полужестких муфт, и при напряжениях смятия в отверстиях $\sigma_{cm} \leq 10 \text{ кгс/мм}^2$, что наиболее типично для металлов и сплавов, из которых могут быть изготовлены диски. Запишем выражение для определения напряжений смятия в отверстиях: $\sigma_{cm} = P/F_{cm}$, где P - усилие от вращающего момента, приходящееся на одно отверстие, а F_{cm} - площадь смятия. При количестве отверстий для элементов крепления в пакете дисков равным 6 (n=3), имеем: $P = M/0,5D \times n \cos 30^\circ = 0,77 M/D$; $F_{cm} = b d = 0,3 d$. Тогда $\sigma_{cm} = 0,77 M/D \cdot 0,3 d = 10$, откуда

$$d = 0,158 D (0,98 + 1,02);$$

- ширина кольца пакета дисков выбрана из соотношения:

$$b_k = 0,3 D (1,00 + 1,05),$$

при этом наружный и внутренний диаметры пакета дисков выбраны из соответствующих соотношений

$$D_H = 1,3 D (1,00 + 1,02),$$

$$D_B = 0,7 D (0,98 + 1,00),$$

что позволяет, при действии усилия P, уравнивать напряжения смятия в отверстиях для элементов крепления и напряжения растяжения в сечениях пакета дисков, ослабленных этими отверстиями. Для выравнивания вышеуказанных напряжений необходимо, чтобы минимальная ширина сечения кольца пакета дисков, ослабленного отверстием, была равна диаметру отверстий, т.е. $b_e = d$. Тогда ширина кольца пакета дисков в любом сечении:

$$b_k = b_c + d_o = 2 d_o = 0,316 D;$$

$$\text{или } b_k = 0,3 D (1,00 + 1,05),$$

Принимая условие, $D = (D_H + D_B) / 2$, будем иметь:

$$D_H = 1,3 D (1,00 + 1,01),$$

$$D_B = 0,7 D (0,98 + 1,00);$$

- пакет дисков выполнен с выборками на периферии в виде ромашки, причем радиус выборки выбран из соотношения:

$$R_P = 0,35 D (0,98 + 1,02),$$

а минимальная ширина пакета дисков, в сечении ослабленном выборкой, выбрана из соотношения:

$$b_P = 0,17 D (0,98 + 1,02),$$

что позволяет снизить осевую и угловую жесткости пакета кольцевых дисков, а также получить расчетную конфигурацию участка пакета дисков, расположенного между смежными отверстиями для элементов крепления, симметричную относительно оси, проходящей через центры этих отверстий. Для получения симметричной конфигурации вышеуказанного участка необходимо, чтобы радиус выборки был равен радиусу внутреннего отверстия в пакете дисков, т.е.: $R_P = 0,5 D_B = 0,35 D$. При этом из условия симметричности участка, минимальная ширина пакета дисков, в сечении ослабленном выборкой:

$$b_P = D \cos 30^\circ - D_B, \text{ или}$$

$$b_P = 0,17 D (0,98 - 1,02),$$

что следует из геометрических параметров пакета дисков;

- длина участка пакета дисков, расположенного между смежными отверстиями для элементов крепления выбрана из соотношения:

$$L = 0,3 D (0,98 + 1,02),$$

что позволяет максимально использовать расстояние между смежными отверстиями для элементов крепления и достигнуть высокой компенсирующей способности пакета дисков. Запишем выражение для определения длины вышеуказанного участка:

$$L = 0,5 D - d_m,$$

где $d_m = 1,3 d = 0,2 D$ - наружный диаметр выпуклой шайбы без учета радиуса скругления, при этом, площадь поверхности смятия на диске, при затяжке через вышеуказанные шайбы, эквивалентна той же площади при использовании стандартных гаек. Таким образом

$$L \approx 0,3 D (0,98 + 1,02);$$

- толщина каждого диска, в пакете дисков, выбрана из соотношения:

$$h = L/70 (0,98 + 1,00),$$

что позволяет сохранить устойчивость участка каждого диска длиной L под действием усилия P и устранить эффект гофрирования дисков, а также снизить жесткость пакета дисков при компенсации малых смещений. Запишем выражение для определения величины критической силы, действующей на участок каждого диска длиной L , с двумя жестко закрепленными концами, при этом, принимаем, что смещения в диске отсутствуют:

$$P_{кр} = 4 \pi E J_{min}/L,$$

где $E = 2,1 \cdot 10^4$ кгс/мм² - модуль упругости (средний для стали);

$J_{min} = b_P h^3/12$ (мм⁴) - минимальный момент инерции сечения участка диска длиной L с другой стороны, величина критической силы може быть определена из условия;

$$P_{кр} = u P,$$

где $u = 3$ - коэффициент запаса по критической нагрузке (максимальный для стали);

$P = \sigma_{сж} h b_P$ - усилие сжатия, действующее в сечении участка каждого диска длиной L при расчетной площади сечения диска $h b_P$, при этом, напряжение сжатия определено из условия распределения усилия P между всеми участками диска длиной L , при отсутствии смещений в дисках, т.е.: ($\sigma_{сж} = 0,5 \sigma_{см} d / b_P = 4,6$ кгс/мм). Уравнивая оба выражения для определения $P_{кр}$, после подстановки известных величин, получим

$$h = L / 70 (0,98 + 1,00);$$

- взаимно обращенные друг к другу поверхности каждого диска снабжены накаткой в виде гладких полос, продольная ось которых совпадает с прямолинейной границей участка, расположенного между смежными отверстиями для элементов крепления, а ширина полос выбрана из соотношения:

$$b_n = 0,15 d (0,98 + 1,02),$$

где d - диаметр отверстий для элементов крепления в пакете дисков, что позволяет упрочнить участки каждого диска, подверженные изгибу, повысив, тем самым, предел выносливости материала диска, а также устранить контакт трущихся взаимно обращенных поверхностей диска в зоне изгиба и, связанное с ним,

явление наволакивания металла на поверхностях вышеуказанных участков диска;

- ширина гладких полос накатки выбрана из условия

$$b_n = (d_w - d) / 2$$

и эквивалентна ширине кольца поверхности смятия диска при затяжке через выпуклые шайбы, при этом, продольная ось симметрии полосок касается окружности диаметра d_m . При вышеуказанных геометрических параметрах полос накатки, происходит незначительное уменьшение площади поверхности смятия диска при затяжке гаек. Уменьшение толщины диска в местах расположения полосок накатки учитывается коэффициентом запаса прочности при расчете диска;

- количестве дисков в пакете выбрано в пределах 6-12, что позволяет использовать пакеты дисков, с одинаковым диаметром расположения отверстий под элементы крепления, для передачи вращающих моментов, пониженных, пропорционально уменьшению количества дисков в пакете, при этом, пропорционально уменьшаются напряжения среза в болтах муфты, возрастает компенсирующая способность и максимальная окружная скорость муфты. Запишем выражение для определения толщины пакета дисков:

$$b \approx h_n,$$

где $h = L/70 = 0,004 D$ - толщина каждого диска; ¹

$n = 12$ - количество дисков в пакете, Определим отношение:

$$b/d \approx 0,048 D / 0,158 D \approx 0,3,$$

что соответствует принятой величине. Таким образом, расчетные напряжения в дисках реализуются при количестве дисков в пакете равным 12. Запишем выражение для определения напряжений среза в болтах

$$\tau_{cp} = P/F_{cp},$$

где $P = 0,77 M/D = 0,077 D$ - усилие от вращающего момента, приходящееся на один болт;

$$F_{cp} = \pi d / 4 = 0,02 D$$

- площадь среза,

Таким образом, $\tau_{cp} = 0,077 D / 0,02 D = 3,9 \text{ кгс/мм}^2$;

- пакет дисков снабжен предохранительными втулками, установленными в отверстиях для элементов крепления и зафиксированными совместно с выпуклыми

шайбами, что позволяет предотвратить смятие цилиндрической поверхности отверстий каждого диска при сборке пакета дисков;

- по крайней мере, одна из двух выпуклых шайб, расположенных с разных сторон отверстия для элементов крепления в пакете дисков, выполнена заодно целое с предохранительной втулкой, что позволяет повысить качество сборки пакета дисков;

- внутренний диаметр предохранительной втулки, соответственно и диаметр цилиндрической поверхности болта, выбран из соотношения:

$$d_{BT}=d_6=0,8 d (0,98 + 1,02),$$

что позволяет приблизить напряжения среза в болтах к напряжениям смятия в отверстиях для элементов крепления в пакете дисков. Учитывая, что напряжения среза в болтах, при использовании предохранительных втулок, уменьшаются пропорционально квадрату отношения d/d_6 , при $P=\text{const}$ и $d_6=0,8 d$, будем иметь:

$$\tau_{cp,6}=(d/d_6) \tau_{cp}=6,1 \text{ кгс/мм}^2.$$

При этом для выравнивания напряжений смятия в отверстиях для элементов крепления в пакете дисков с напряжениями среза в болтах, необходимо снизить напряжения смятия на величину равную 0,4 Осм. Соответственно, усилие от вращающего момента, та, в каждом узле элементов крепления, должно быть снижено на величину равную 0,4 P, что достигается применением затяжки элементов крепления с усилием, величина которого равна 4P, при этом, коэффициент трения между дисками в пакете принят равным 0,1;

- расстояние между основными пакетами дисков выбрано из условия: USD, а расстояние между дополнительными пакетами дисков выбрано из соотношения:

$$L_d = L_o + 0,5 D (0,9 + 1,0),$$

где D - диаметр расположения отверстий для элементов крепления в пакете дисков, что позволяет выбрать осевые габариты муфты в соответствии с требуемыми техническими характеристиками и конструктивными параметрами. Известно, что для стандартных зубчатых муфт, при допустимом угле перекося 0,5°, в каждом зубчатом шлицевом соединении, расстояние между зубчатыми венцами приблизительно равно диаметру делительной окружности зубьев. (Справочник по муфтам -прототип, табл. 11.1, II.4). По аналогии принимаем, что расстояние между основными пакетами дисков L_d как минимум, равно диаметру расположения отверстия для элементов крепления D, при этом, увеличение L_o приводит к росту допускаемых радиальных и угловых смещений, компенсируемых муфтой, при сохранении допустимого угла перекося 0,5° в соединении промежуточной втулки с промежуточным фланцем и дополнительным пакетом дисков через пакет основных дисков. Таким образом: U^*D . Расстояние между основным и дополнительным пакетами дисков должно быть сведено к минимуму для уменьшения влияния напряжений изгиба, возникающих в соединениях болтов с промежуточным фланцем при передаче вращающего момента между

пакетами дисков. Это расстояние определяется как сумма минимально допустимых размеров

$$L_{од} = b + 2b_{ш} + 2b_r + b_o,$$

где $b = 0,048 D$ - толщина пакета дисков;

$b_{ш} = 0,5b = 0,024 D$ - толщина выпуклой шайбы;

$b_r = 0,5 d_e = 0,063 D$ - высота головки болта;

$b_o - b_{ш} = 0,024 D$ - величина осевого зазора между головками болтов. В итоге: $L_{од} = 0,025 D$. Учитывая, что $L_d = L_0 + 2 L_{од}$, будем иметь:

$$L_d = L_0 + 0,5 D (0,9 + 1,0);$$

- диаметр гибкого валика, при длине валика $L_B > D$, выбран из соотношения:

$$d_B = 0,043 D L_B / D (1,0 + 1,2),$$

что позволяет сохранить устойчивость гибкого валика при действии осевой силы, передающейся на него при компенсации осевых смещений в дополнительных пакетах дисков. При расчете, осевая сила, действующая на гибкий валик, может быть определена из соотношения: $P_{ос} = 0,62 P$, при этом, напряжения растяжения в диске увеличены в 3 раза, по сравнению с аналогичными напряжениями от действия вращающего момента. Запишем выражение для определения критической силы, действующей на гибкий валик, длиной $L_B = D$ и диаметром d_e , с двумя жестко закрепленными концами, при этом, принимается, что смещения оси валика L_p отсутствуют

$$P_{кр} = 4\pi^2 EJ / D^2,$$

где $E = 2,1 \cdot 10^4 \text{ кгс/мм}^2$ (средний для стали); $J = 0,05 d_B^4$ - момент инерции сечения гибкого валика.

С другой стороны, величина критической силы может быть определена из условия

$$P_{кр} = u P,$$

где $u = 3$ - коэффициент запаса по критической нагрузке (максимальный для стали). Уравнивая оба выражения для определения $P_{кр}$, после подстановки известных величин, получим: $d_e = 0,043 D$. Учитывая, что при увеличении длины гибкого валика, его диаметр увеличивается пропорционально корню квадратному отношения L_B / D , при $P_{кр} = \text{const}$, будем иметь

$$d_B = 0,043 D L_B / D,$$

при этом, возможно увеличение диаметра гибкого валика на 20% - из технологических соображений. Таким образом,

$$d_B = 0,043 D L_B / D (1,0 + 1,2);$$

- гибкий валик выполнен с двумя буртами, имеющими коническую поверхность с углом конусности близким к 45° , и обращенную к ней поверхность, с образующей, радиус которой близок к диаметру гибкого валика, что позволяет снизить концентрацию напряжений в буртах при затяжке гаек фиксации гибкого валика, а также обеспечить минимальный осевой габарит мест крепления гибкого валика к промежуточному фланцу;

- поверхность промежуточного фланца, ответная к конической поверхности бурта гибкого валика, выполнена с таким же углом конусности, что позволяет обеспечить максимальную жесткость крепления гибкого валика к промежуточному фланцу;

- промежуточный фланец дополнительно снабжен, по крайней мере, одним промежуточным диском, между которым, и промежуточным фланцем, установлена компенсирующая прокладка, что позволяет использовать гибкий валик одинаковой длины для муфты различным количеством дисков в пакете, а также корректировать размер между промежуточными фланцами для устранения предварительных напряжений растяжения в основных пакетах дисков, которые могут возникнуть при сборке муфты;

- промежуточный фланец снабжен клеммовыми зажимами, размещенными на каждом отверстии для болтов, соединяющих между собой основной и дополнительный пакеты дисков через промежуточный фланец, что позволяет создать натяг в соединениях каждого болта с промежуточным фланцем, предотвратив, тем самым, повышение кромочных напряжений смятия в этих соединениях, а также, максимально повысив их жесткость;

- на промежуточном фланце выполнены, по крайней мере, два кольцевых установочных пояска с шириной близкой к толщине пакета дисков и наружным диаметром, меньшим внутреннего диаметра пакета дисков, что позволяет использовать пояски при сборке муфты на монтаже агрегата, а также применять их в технологических целях для центрирования деталей муфты, при совместной предварительной обработке мест под отверстия для элементов крепления, при этом, наружный диаметр поясков увеличен и равен внутреннему диаметру пакета дисков;

- муфта дополнительно снабжена, по крайней мере, двумя центрирующими кольцами, выполненными из материала с более низким модулем упругости, чем материал основных деталей муфты, например из пластика, причем каждое кольцо имеет наружную цилиндрическую и внутреннюю слабokonусную поверхности, а также двумя прижимными гайками, для радиального растяжения центрирующих колец на ответных слабokonусных поверхностях ступиц полумуфт, что позволяет полностью устранить угловые смещения центрирующей втулки, путем радиального растяжения центрирующего кольца на слабokonусной поверхности ступицы полумуфты, с помощью прижимной гайки;

- расстояние между центрирующим кольцом и дополнительным пакетом дисков L_k выбрано большим, чем радиус расположения отверстий для элементов крепления в пакете дисков, что позволяет уменьшить усилие,

передаваемое на вал, от действия опрокидывающего момента на полумуфте, возникающего при компенсации угловых смещений в муфте, вследствие относительного уменьшения плеча приложения опрокидывающей силы, а также обеспечить надежную угловую фиксацию центрирующей втулки;

- болты фиксации пакетов дисков, в месте сопряжения цилиндрической поверхности с головкой, имеют коническую поверхность, с углом конусности близким к 45° , и шириной, близкой к толщине выпуклой шайбы, что позволяет снизить концентрацию напряжений в вышеуказанных местах, увеличить допускаемое усилие затяжки, при минимальной высоте головки

болта, и соответственно, повысить надежность болтового соединения;

- гайки фиксации пакетов дисков выполнены с наружными прямобоковыми шлицами, что позволяет устранить смятие поверхности гайки при затяжке, уменьшить диаметр гайки, увеличить кратность угла фиксации относительно болта;

- полумуфта выполнена с внутренними эвольвентными шлицами и снабжена средством фиксации на валу в виде распорного кольца и прижимной гайки, причем распорное кольцо имеет наружную среднеконусную и внутреннюю центрирующую цилиндрическую поверхности, что позволяет предотвратить влияние раскрытия ступицы полумуфты на надежность соединения полумуфты с валом и повысить несущую способность этого соединения, при высокой частоте вращения, путем создания натяга на ответной внутренней среднеконусной поверхности полумуфты, а также обеспечить осевую фиксацию полумуфты с помощью прижимной гайки, кроме того, применение эвольвентных шлицев повышает технологичность;

- муфта снабжена дополнительной промежуточной втулкой, которая закреплена болтами и гайками на основной промежуточной втулке, причем каждая из вышеуказанных втулок содержит дополнительный промежуточный диск, закрепленный вблизи втулочного тоцевого разъема, а также укороченный гибкий валик, закрепленный концами на дополнительных и основном промежуточных дисках, в их продольной оси, что позволяет облегчить монтаж агрегата, вследствие раздельной установки узлов муфты на соединяемые валы, а также обеспечить натяг в соединениях болтов с промежуточным фланцем без клеммовых зажимов, при условии замены вышеуказанных болтов на шпильки, предварительно установленные с натягом в отверстия промежуточного фланца, при этом, затяжка гаек фиксации основного и дополнительного пакетов дисков может происходить при сборке приводимого оборудования, до монтажа агрегата;

- муфта снабжена втулочной проставкой, что позволяет максимально облегчить монтаж и демонтаж агрегата, а также, в случае необходимости, увеличить расстояние между соединяемыми валами.

Рассмотрим признаки предложенного технического решения, отличительные от прототипа Узел соединения основного и дополнительного пакетов дисков через промежуточный фланец, работающий самостоятельно, или в паре с аналогичным узлом, в которых основной пакет дисков зафиксирован от осевых смещений гибким валиком, закрепленным концами на промежуточных фланцах в их продольной оси, а дополнительный пакет дисков зафиксирован от угловых смещений центрирующей втулкой, закрепленной на дополнительных цилиндрических поверхностях болтов, соединяющих основной и дополнительный пакеты дисков, обладает существенными отличиями от известных технических решений. Конструкция узла позволяет разделить угловые и осевые смещения в муфте между основным и дополнительными пакетами дисков соответственно, воспринимающими эти смещения, что является новым признаком, который отличает данное техническое решение от уже известных. Остальные отличительные признаки являются дополнительными, а их наличие позволяет оптимизировать некоторые конструктивные решения и параметры муфты.

Таким образом, все существенные признаки настоящего технического решения направлены на решение поставленной задачи, а именно - увеличение компенсирующей способности полужесткой муфты и снижение напряжений в дисках, путем разделения угловых и осевых смещений в муфте между основным и дополнительными пакетами дисков соответственно, воспринимающими эти смещения, а также выявление некоторых оптимальных конструктивных решений и параметров для преимущественного использования в конструкциях муфт.

На фиг. 1 показан общий вид предлагаемой муфты; на фиг. 2 - узел А на фиг. 1; на фиг. 3 - вид Б на фиг. 1; на фиг. 4 - узел В на фиг. 1; на фиг. 5 - диск; на фиг. 6 - промежуточный фланец; на фиг. 7 - узел Г на фиг. 1; на фиг. 8 - втулочная проставка.

Муфта, согласно полезной модели, содержит две полумуфты 1, промежуточную втулку 2, два основных пакета дисков 3, каждый из которых закреплен болтами 4 и гайками 5 через выпуклые шайбы 6 и предохранительные втулки 7 на промежуточной втулке 2 и на промежуточном фланце 8, который имеет промежуточный диск 9 и компенсирующую прокладку 10, при этом, элементы крепления основного пакета дисков 3 к промежуточной втулке 2 и к промежуточному фланцу 8 чередуются на диаметре их расположения, гибкий валик 11, закрепленный концами на промежуточных дисках 9, в их продольной оси, два дополнительных пакета дисков 12, каждый из которых закреплен болтами 13 и гайками 14 через выпуклые шайбы 6 с предохранительными втулками 7 и промежуточный фланец 8 на основном пакете дисков 3 и на одной из полумуфт 1, при этом, элементы крепления каждого дополнительного пакета дисков 12 к основному пакету дисков 3 и к одной из полумуфт 1 чередуются на диаметре их расположения; две центрирующие втулки 15, каждая из которых закреплена на дополнительных цилиндрических поверхностях болтов 13, соединяющих основной 3 и дополнительный 12 пакеты дисков, и центрируется относительно полумуфты 1 с помощью пластикового центрирующего кольца 16, радиально растянутого и зафиксированного с помощью прижимной гайки 17 на ступице полумуфты 1, распорное кольцо 18, установленное под фланцем полумуфты 1 и зафиксированное на валу прижимной гайкой 19.

Число отверстий 20 для элементов крепления, в каждом из пакетов дисков 3 и 12, выполнено равным 6. Каждый из пакетов дисков 3 и 12 выполнен с выборками 21 на периферии. Гибкий валик 11 выполнен с двумя буртами 22, имеющими коническую поверхность. Каждый из промежуточных фланцев 8 снабжен клеммовыми зажимами 23, размещенными на отверстиях 20 для болтов 13, а также двумя установочными поясками 24. Каждая из полумуфт 1 выполнена с внутренними эвольвентными шлицами 25.

Как вариант конструктивного исполнения, муфта содержит дополнительную промежуточную втулку 26,

закрепленную болтами 27 и гайками 28 на основной промежуточной втулке 2, при этом, каждая из вышеуказанных втулок содержит дополнительный промежуточный диск 29, закрепленный вблизи втулочного торцевого разъема и укороченный гибкий валик 30, закрепленный концами на основном 9 и дополнительном 29 промежуточных дисках, в их продольной оси; а также шпильки 31, установленные с натягом в отверстиях промежуточного фланца 8, и гайки фиксации пакетов дисков 32.

Как вариант конструктивного исполнения, муфта содержит втулочную проставку 33, закрепленную болтами 27 и гайками 28 на основной 2 и дополнительной 26 промежуточных втулках.

Муфта, согласно полезной модели, работает следующим образом.

Вращающий момент, от полумуфты 1, передается на основной пакет дисков 3, который зафиксирован от угловых смещений центрирующей втулкой 15 и центрирующим кольцом 16. Соединение промежуточного фланца 8 с дополнительным 12 и основным 3 пакетами дисков обеспечивает надежную передачу вращающего момента от дополнительного пакета дисков 12 к основному 3. Основные пакеты дисков 3 зафиксированы от осевых смещений гибким валиком 11, закрепленным концами на промежуточных дисках 9, в их продольной оси. От основного пакета дисков 3 вращающий момент передается на промежуточную втулку 2, и далее, через вышеуказанные детали муфты, в обратном порядке. Установка распорного кольца 18 предотвращает раскрытие полумуфты 1 при высокой частоте вращения.

Таким образом, при работе муфты, достигается разделение угловых и осевых смещений соединяемых валов между основным и дополнительным пакетами дисков соответственно, воспринимающими эти смещения. Радиальные смещения соединяемых валов воспринимаются муфтой при совместной работе основных пакетов дисков, а совместная работа дополнительных пакетов дисков в 2 раза уменьшает осевые смещения, приходящиеся на каждый основной пакет дисков,

Все детали муфты, кроме центрирующего кольца 16 изготавливаются, преимущественно, из высокопрочной стали с высоким пределом выносливости, например из стали 40ХН, для которой: $\sigma = 46 + 60$ кгс/мм. Для увеличения компенсирующей способности муфты, без изменения действующих расчетных напряжений в дисках, возможно изготовление дисков из сплавов, имеющих пониженный модуль упругости, например из сплавов титана, ниобия или из бериллиевой бронзы, для которых: $E = (1,06 + 1,16) \cdot 10^4$ кгс/мм².

Промежуточное кольцо 16 изготавливается из пластика, который имеет низкий модуль упругости, например из текстолита, дифлона, капрона, нейлона, для которых: $E = 100 + 800$ кгс/мм².

Технология изготовления муфты предусматривает совместную предварительную обработку отверстий для элементов крепления с центрированием полумуфты, промежуточного фланца и промежуточной втулки на технологическом валу; при этом, пакеты дисков центрируются на установочных поясах промежуточного фланца.

Предложенная муфта обладает следующими техническими преимуществами по сравнению с прототипом:

- позволяет увеличить допускаемые угловые, радиальные и осевые смещения соединяемых валов без изменения расчетных, конструктивных и технологических параметров прототипа;
- позволяет снизить напряжения в дисках при заданных величинах допускаемых смещений соединяемых валов;
- позволяет увеличить компенсирующую способность муфты и снизить напряжения в дисках, сохраняя расчетные, конструктивные и технологические параметры прототипа.

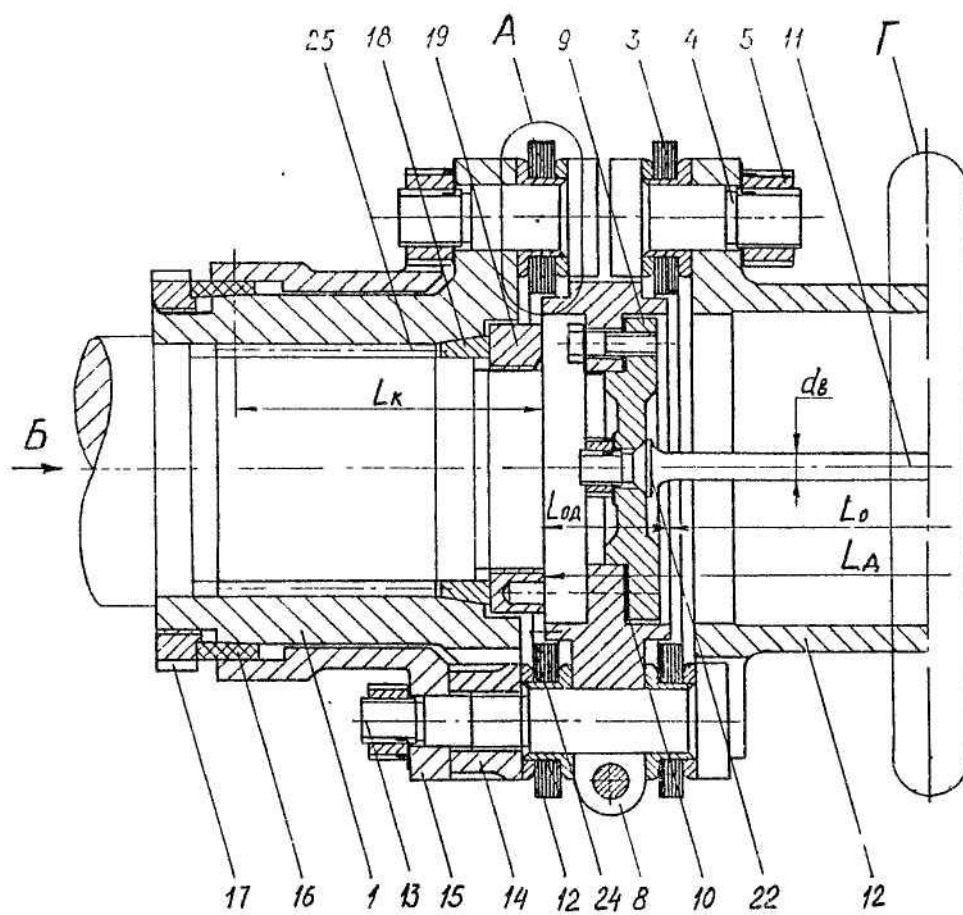
Улучшение технических характеристик предлагаемой муфты, по сравнению с прототипом, стало возможным за счет введения дополнительных пакетов дисков, воспринимающих только осевые смещения, а также за счет устранения влияния осевых смещений на работу основных пакетов дисков, воспринимающих, в данном случае, только угловые смещения.

Достижение положительного эффекта, при осуществлении данного технического решения, достигается разделением восприятия угловых и осевых смещений в муфте между основными и дополнительными пакетами дисков соответственно, воспринимающими эти смещения.

Экономический эффект, от использования предложенной муфты, может быть подсчитан исходя из возможности замены зубчатых муфт, применяемых, в настоящее время, в насосных и компрессорных агрегатах, на предлагаемую муфту, которая не потребует смазки и обладает повышенной надежностью при работе в составе вышеуказанного оборудования.

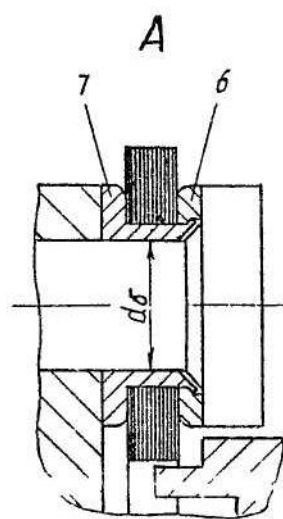
По предлагаемому техническому решению разработан ряд муфт для передачи вращающих моментов от 250 до 4000 кгс · м, в частности, разработаны муфты для насосных агрегатов типа ЦНС и компрессорных агрегатов типа ГПА - 6,3 и ГПА - 16.

Для обеспечения промышленного использования данного технического решения, предполагается его внедрение на СНПО им. Фрунзе, г. Сумы.

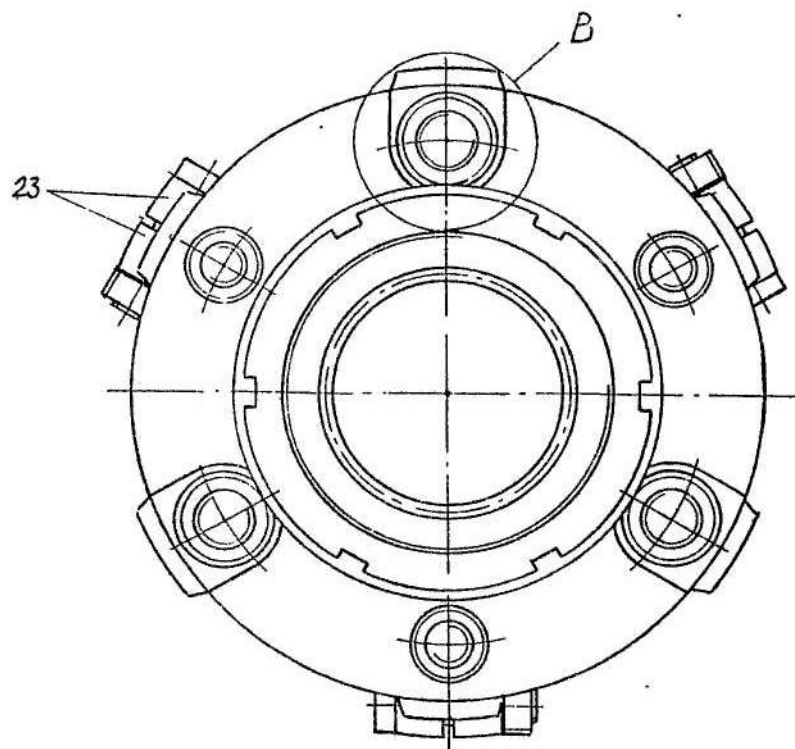


Фиг. 1

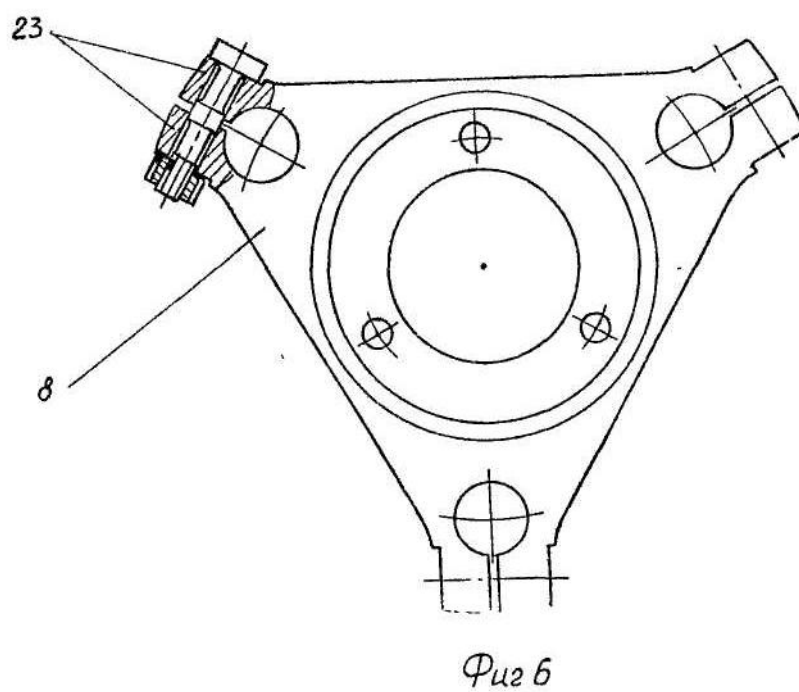
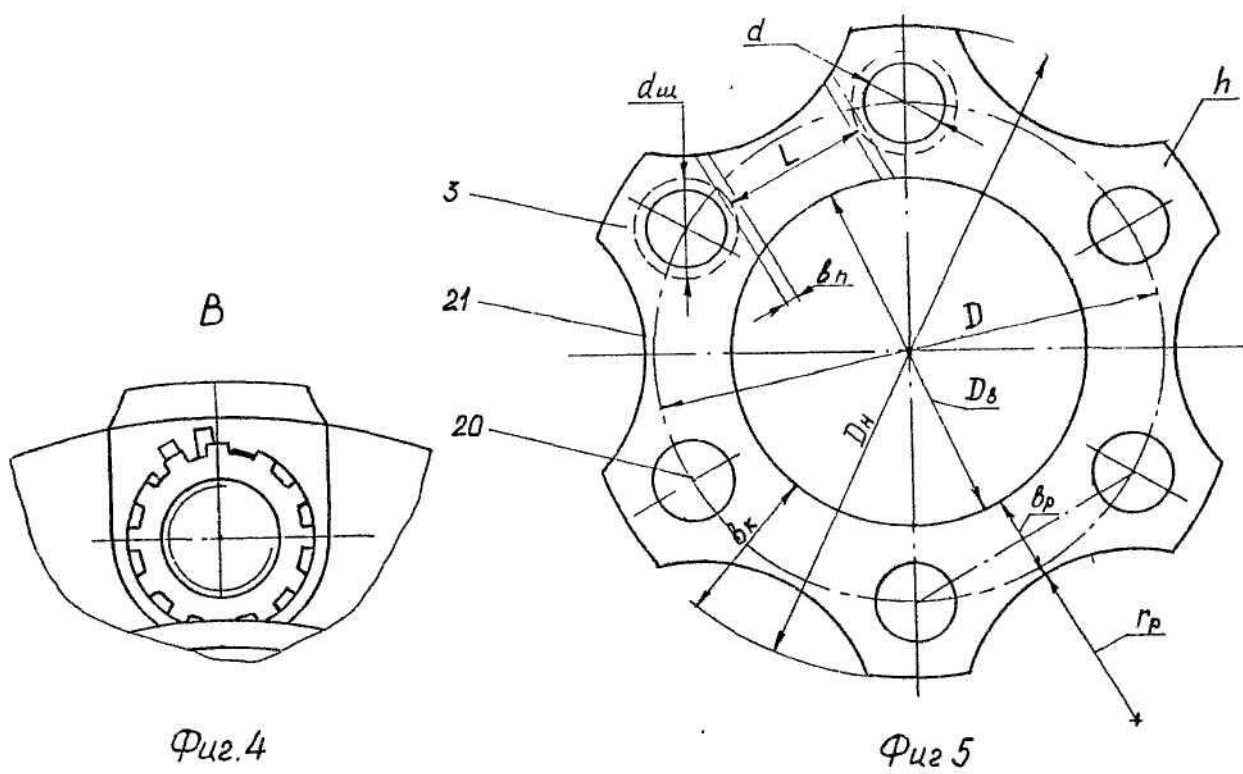
Вид Б

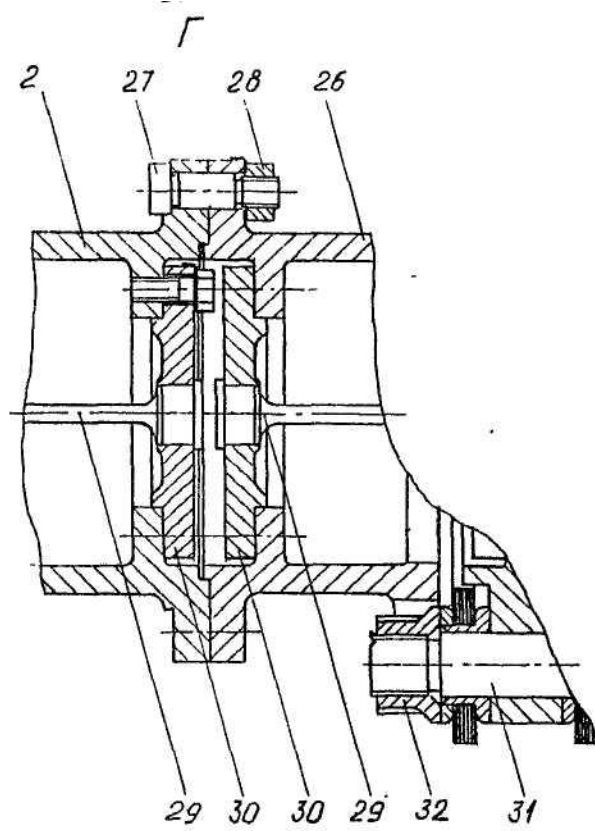


Фиг. 2

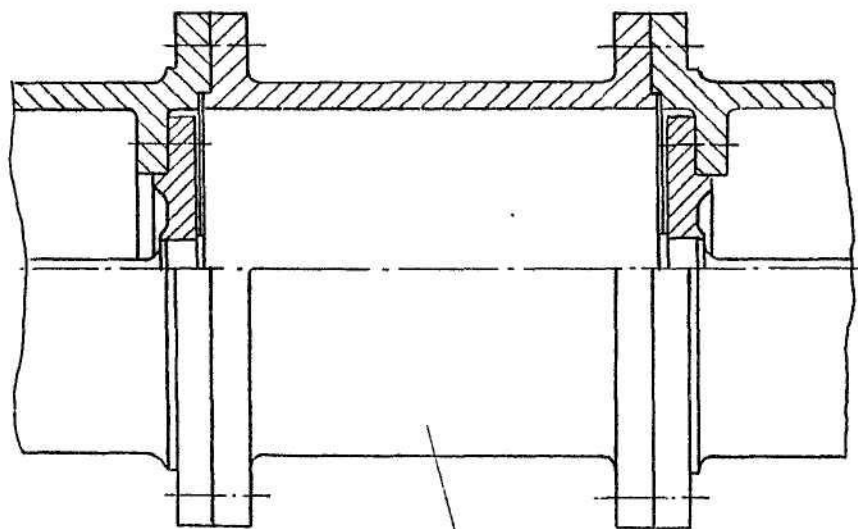


Фиг. 3





$\Phi_{u2.7}$



$\Psi_{u2.8}$